

References (transliterated)

1. Polyakov V. A., Khachapuridze N. M. Ratsional'naya realizatsiya matamatcheskoy modeli dvizheniya magnitolevitiruyushhego poyezda [Rational realization of mathematical model of maglev train motion]. *Nauka i progress transporta : Vestnik Dnepropetrovskogo natsional'nogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta* [Science and advancements in transport: Bulletin of the Dnipro National University of Rail Transport]. Dnipro, DNUZHT Publ., 2007, no. 19, pp. 183–189.
2. Belknap S. B. A general transport rule for variable mass dynamics. *AIAA Journal*. 1972, no. 10(9), pp. 1137–1138. DOI: 10.2514/3.50334.
3. Svitachev A. I., Razuvayeva A. S., Chekayev A. N. Modelirovanie dinamiki tyagovo-transportnykh mashin s elementami konstruktivnykh peremennoy massy [Modeling dynamics of traction and transportation machines with variable mass structural units]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovanie* [Contemporary technologies. System analysis. Modeling]. 2012, no. 1(33), pp. 91–92.
4. Boronenko Yu. P., Zhitkov Yu. B. Osobennosti dinamiki vagona-tsisterny s zhidkim gruzom [Features of dynamics of railtank car filled with liquid cargo]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putye soobshcheniya* [Proceedings of the St. Petersburg State Transport University]. 2017, no. 4 (14), pp. 597–604.
5. Rumold W. Modeling and Simulation of Vehicles Carrying Liquid Cargo. *Multibody System Dynamics*. 2001, no. 5, pp. 351–374.
6. Razaghi R., Sharavi M., Feizi M. M. Investigating the effect of sloshing on the energy absorption of tank wagons crash. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*. 2015, no. 39(2), pp. 187–200.
7. Kozhushko A. P., Grigiriev A. L. Matematychnye modelyuvannya vil'nykh i vymushenykh kolyvan' ridyny v goryzontal'niy yemnosti z vil'noyu poverkhneyu [Mathematical modelling of low-frequency oscillations of viscous fluid in horizontal container with free surface]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya : Matematychnye modelyuvannya v tekhnistsi ta tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series : Mathematical modeling in engineering and technology]. 2018, no. 3 (1279), pp. 41–51.
8. Kozhushko A. P., Grigiriev A. L. Modelyuvannya pov'yazanykh kolyvan' kolisnogo traktora ta tsysterny z ridynoyu na pryamomu shlyakhu zi skladnym rel'yefom [Modeling of coupled oscillations of wheeled tractors and tanks with liquid on a straight road with difficult terrain]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya : Matematychnye modelyuvannya v tekhnistsi ta tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series : Mathematical modeling in engineering and technology]. 2018, no. 27 (1303), pp. 34–61.
9. Zakin Ya. Kh., Shhukin M. M., Margolis M. Ya., Shiryayev P. P., Andreev A. S. *Konstruktsiya i raschyet avtomobil'nykh poezdov* [Constructing and computing car trains]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 332 p.
10. Litvinov A. S., Farobin Ya. E. *Avtomobil' : Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv : uchebnik dlya vuzov po spetsial'nosti «Avtomobili i avtomobil'noe khozyaystvo»* [Automobile: Theory of operation properties: textbook in Automobile and vehicle fleet specialty for higher educational institutions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 240 p.
11. Uspenskiy I. A., Rembalovich G. K., Yukhin I. A. Analiz teoreticheskikh issledovaniy ustoychivosti dvizheniya transportnykh sredstv v sel'skom khozyaystve [Analysis of theoretical studies of motion stability for transportation vehicles in agriculture]. *Vestnik Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotekhnicheskogo universiteta im. P.A. Kostycheva* [Bulletin of the P.A. Kostychev Ryazan State Agrotechnological University]. Ryazan, RGATU Publ., 2010, no. 1, pp. 58–60.
12. Busarov Yu. P., Cherkunov V. B., Tatarchenko A. E. Podavlenie avtokolebaniy pritsepa [Suppression of trailer auto-oscillations]. *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automobile industry]. 1986, no. 10, pp. 17–19.
13. Pacejka H. B. *Tire and vehicle dynamics*. SAE, Warrendale, 2006. 622 p.
14. Podrygalo M. A., Klets D. M. Model' nelineynogo vidvedennya elastichnogo kolesa avtomobilya [Model of nonlinear deviation of automobile elastic wheel]. *Zbirnyk naukovykh prats' Akademiyi vnutrishnikh viys'k MVS Ukrainy* [Collection of the scientific papers of the Academy of Internal Affairs of the MIA of Ukraine]. 2013, no. 1(21), pp. 57–62.
15. Pevzner Ya. M. *Teoriya ustoychivosti avtomobilya* [Automobile stability theory]. Moscow, Mashgiz Publ., 1947. 156 p.
16. Artem'ev P. P., Atamanov Yu. E., Bogdan N. V. *Traktornye poezda* [Tractor trains]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 183 p.
17. Abdulgazis A. U. Model' bokovogo uvoda shyny kolesa avtomobilya [Automobile wheel tire slipping model]. *Enargo- i resursoberezhenie : promyshlennost' i transport* [Energy and resource saving: industry and transport]. 2016, no. 5, pp. 12–16.

Надійшло(received) 19.01.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Кожушко Андрій Павлович (Кожушко Андрей Павлович, Kozhushko Andriy Pavlovych) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

УДК 621.05

Г. А. КРУТИКОВ, М. Г. СТРИЖАК**ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУЮЧОГО ПРИВОДА НА ОСНОВІ ПРИНЦИПУ МІНІМІЗАЦІЇ ЕНЕРГОВИТРАТ**

Розглянуто питання можливості вибору оптимальних з точки зору енергетичної досконалості параметрів електрогідравлічного сліdkуючого привода на стадії його проектування. Отримана інженерна методика розрахунку привода дозволяє мінімізувати споживану потужність за рахунок вибору мінімального необхідного типорозміру циліндра і оптимальної величини тиску налаштування напірного клапана. Отримані залежності дозволяють обрати раціональну форму перехідного процесу у приводі і є основою для наступного етапу динамічного синтезу електрогідравлічного сліdkуючого привода – вибору оптимального значення коефіцієнта підсилення електронного підсилювача, а також структури і параметрів корегуючої ланки.

Ключові слова: електрогідравлічний сліdkуючий привод, енергозбереження, мінімізація енерговитрат.

© Г. А. Крутіков, М. Г. Стрижак, 2020

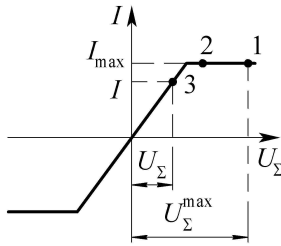


Рис. 2 – Характеристика електронного підсилювача.

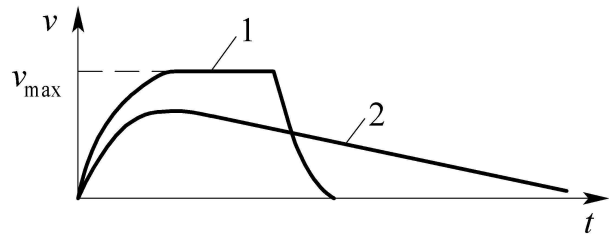


Рис. 3 – Рух вихідної ланки при аналогово-дискретному режимі (1) і аналоговому режимі (2).

Математична модель. Рівняння руху вихідної ланки розімкненого привода отримаємо прийнявши припущення про симетричність привода та нестисливість робочого тіла:

$$m \frac{dv}{dt} = F(p_1 - p_2) - P, \quad (1)$$

де m – маса рухомих частин привода; P – статичне навантаження; F – площа поршня; v – швидкість поршня; p_1, p_2 – тиск у порожнинах циліндра:

$$F v = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_1)} = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}, \quad (2)$$

де ρ – щільність рідини; f_3 – площа дроселюючої щілини золотника; μ – коефіцієнт витрати; p_n – тиск на виході з насоса.

Об'єднавши рівняння (1) і (2), отримаємо диференціальне рівняння руху поршня:

$$m \frac{dv}{dt} = p_n F - \frac{\rho F^3 v^2}{(\mu f_3)^2} - P. \quad (3)$$

Вираз для усталеної швидкості отримаємо з (3) при $\frac{dv}{dt} = 0$:

$$v_{уст} = \frac{\mu f_3}{F} \sqrt{\frac{p_n - P/F}{\rho}}. \quad (4)$$

Використовуючи це значення, приведемо рівняння руху поршня до компактнішої форми:

$$m \frac{dv}{dt} = A \left(1 - \frac{v^2}{v_{уст}^2} \right), \quad (5)$$

де $A = p_n F - P$.

Інтегруючи рівняння (5), отримаємо вираз для швидкості поршня у розімкненому приводі:

$$v = v_{уст} \frac{e^{t/T_p} - 1}{e^{t/T_p} + 1} = v_{уст} \left[1 - \frac{2}{1 + e^{t/T_p}} \right], \quad (6)$$

де $T_p = \frac{m \cdot v_0}{2A}$ – постійна часу розгону (рис. 4).

Вибір параметрів ЕГСП, виходячи з принципу мінімізації енерговитрат, проведемо спочатку при дії лише інерційного навантаження. Задача у такому випадку формулюється наступним чином: необхідно обрати такі параметри ЕГСП, які забезпечують переміщення заданої маси m на задану відстань u за заданий час t_Σ при

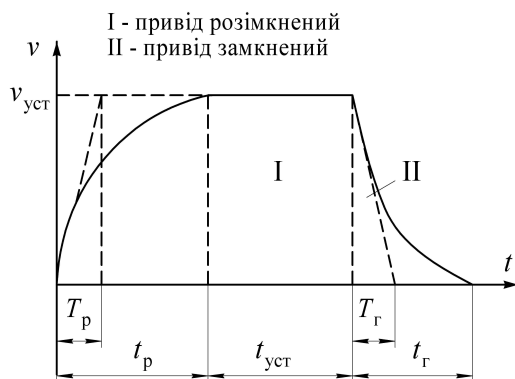


Рис. 4 – Зміна швидкості робочого органа ЕГСП при роботі у позиційному режимі.

мінімальних витратах енергії. У випадку створення широкодіапазонного ЕГСП у якості відстані u може бути прийнятий максимальний хід робочого органа L .

Номинальна потужність, яку розвиває привод у розімкненому режимі N_n , визначається як:

$$N_n = Q_{max} \cdot p_{ном} = F \cdot v_{уст} \cdot p_{ном}. \quad (7)$$

Характер зміни швидкості робочого органа при роботі в *позиційному режимі* показаний на рис. 4. При розгоні і русі з максимальною швидкістю привод залишається розімкненим (зона I на рис. 4). При підході до точки позиціонування, коли робочий орган знаходиться у режимі гальмування, привод замкнений по положенню (зона II на рис. 4).

Результати математичного моделювання. У теорії автоматичного керування для експоненційних перехідних процесів прийнято вважати процес закінченим при $t = t_p \cong 3T_p$, де t_p – час розгону. Крім цього, задачею динамічного синтезу ЕГСП є забезпечення також експоненційного характеру перехідного процесу і при гальмуванні (рис. 4). При такому гальмуванні максимальне від'ємне прискорення a_{\max} спостерігається у початковий момент гальмування. Якщо дотична, проведена у початковій точці гальмування до кривої $v(t)$, відповідає прямій $a_{\max} = \text{const}$ і вона відсікає на вісі абсцис відрізок T_r (рис. 4), то останній буде відповідати постійному часу гальмування. У цьому випадку швидкість при гальмуванні може бути визначена як:

$$v = v_{\text{уст}} \cdot e^{-t/T_r}. \quad (8)$$

При цьому максимальне від'ємне прискорення:

$$a_{\max} \cong \frac{A}{m}. \quad (9)$$

Через те, що $v_{\text{уст}} = T_r \cdot a_{\max}$, постійна часу гальмування може бути знайдена як

$$T_r = \frac{v_{\text{уст}}}{a_{\max}} = \frac{v_{\text{уст}} \cdot m}{A}. \quad (10)$$

Аналогічно і з фазою розгону: повний час гальмування $t_r \cong 3T_r$.

Повний час спрацювання t_{Σ} складається з трьох відрізків часу:

$$t_{\Sigma} = t_p + t_{\text{уст}} + t_r = 3T_p + 3T_r + \frac{1}{v_{\text{уст}}} \left[L - \int_0^{3T_p} v_{\text{уст}} \left(1 - \frac{2}{1 + e^{t/T_p}} \right) dt - \int_0^{3T_r} v_{\text{уст}} e^{-t/T_r} dt \right], \quad (11)$$

де L – повний хід робочого органа ЕГСП.

В результаті інтегрування виразу (11) отримаємо:

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{v_{\text{уст}} \cdot m}{A} + \frac{L}{v_{\text{уст}}}. \quad (12)$$

Зробивши заміну $v_{\text{уст}} = \frac{N_n}{A}$, перепишемо вираз (12):

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{N_n \cdot m}{A^2} + \frac{L \cdot A}{N_n}, \quad (13)$$

де $A = p_n \cdot F$ для випадку чисто інерційного навантаження.

Розв'язком рівняння (13) є значення номінальної потужності N_n :

$$N_n = \frac{t_{\Sigma} \pm \sqrt{t_{\Sigma}^2 - \frac{11m \cdot L}{A}}}{5,5 \frac{m}{A^2}}. \quad (14)$$

Наявність двох коренів рівняння (14) свідчить про те, що розв'язання задачі переміщення заданої маси m на задану відстань L за заданий час t_{Σ} можливе при двох значеннях номінальної потужності $N_{n(1)}$ і $N_{n(2)}$. Якщо при більшій потужності $N_{n(1)}$ має місце виграш у шляху під час розгону і руху з усталеною швидкістю (s_1), то при меншій потужності $N_{n(2)}$ має місце виграш у шляху s_2 при гальмуванні (причому $s_1 = s_2$) (рис. 5). Тому у подальшому розглядається менший корінь рівняння (14) $N_{n(1)}$.

Вираз (14) має сенс, якщо

$$A > A_{\text{обм}} = \frac{11m \cdot L}{t_{\Sigma}^2}. \quad (15)$$

Вираз (15) встановлює значення мінімальної (обмежуючої) сили $A_{\text{обм}}$, при якій ще досягається усталена швидкість $v_{\text{уст}}$. Оптимальне значення $A_{\text{опт}}$, яке мінімізує значення номінальної потужності N_n , отримаємо з рівності $\frac{dN_n}{dA} = 0$:

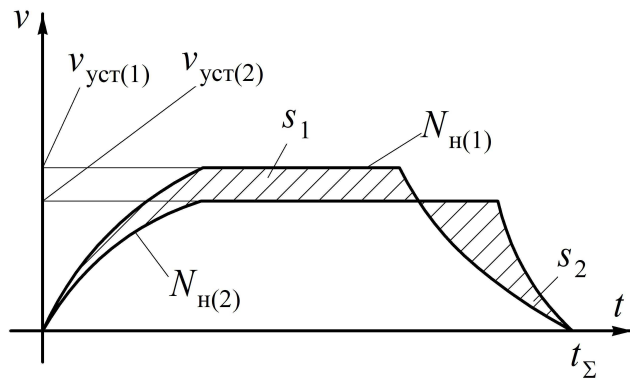


Рис. 5 – Процес позиціювання при різних потужностях.

При цьому значенні A потужність привода N_H буде мінімальною:

$$A_{\text{опт}} = 12,6 \frac{m \cdot L}{t_{\Sigma}^2}. \quad (16)$$

$$N_{H \min}(A_{\text{опт}}) = 18,7 \frac{m \cdot L^2}{t_{\Sigma}^3}; \quad (17)$$

$$v_{\text{уст}}^* = \frac{N_{H \min}}{A_{\text{опт}}} = 1,49 \frac{L}{t_{\Sigma}}; \quad (18)$$

$$Q_{\max}^* = v_{\text{уст}}^* \cdot F^* = \frac{1,49 F^* \cdot L}{t_{\Sigma}}, \quad (19)$$

де F^* , $v_{\text{уст}}^*$, Q_{\max}^* – оптимальні значення параметрів.

Значення F^* та p_h^* , які мінімізують потужність N_H , визначаються шляхом підбору. При відомому значенні $A_{\text{опт}} = F^* \cdot p_h^*$ з каталогу спочатку обирають ПЕГС з мінімальним значенням F_1^* і визначають тиск налаштування напірного клапана $p_h^* = A_{\text{опт}} / F_1^*$. Якщо $6,3 \text{ МПа} < p_h^* < 16 \text{ МПа}$, то залишають прийняті значення F^* та p_h^* . Якщо $p_h^* > 16 \text{ МПа}$ – переходять до наступного (більшого) типорозміру ПЕГС з площею поршня F_2^* і знову визначають p_h^* . Такий перебір виконують доки при черговому обраному значенні F_i^* значення p_h^* не виявиться у заданому робочому діапазоні тисків.

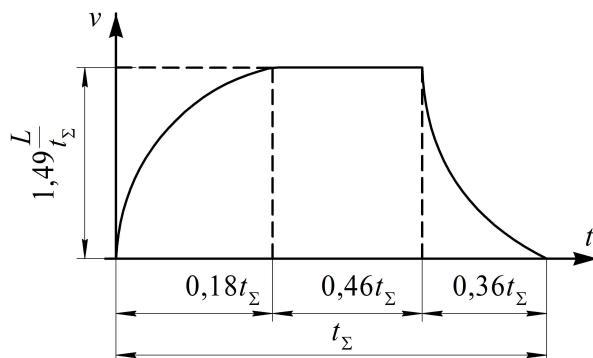


Рис. 6 – Оптимальна форма перехідного процесу за швидкістю.

$$T_p = \frac{v_{\text{уст}}^* \cdot m}{2 A_{\text{опт}}} = 0,06 t_{\Sigma}; \quad (20)$$

$$T_r = \frac{v_{\text{уст}}^* \cdot m}{A_{\text{опт}}} = 0,12 t_{\Sigma}; \quad (21)$$

$$t_p = 3T_p^* = 0,18 t_{\Sigma}; \quad t_r = 3T_r = 0,36 t_{\Sigma}; \quad (22)$$

$$t_{\text{уст}} = 0,46 t_{\Sigma}.$$

Це дозволяє визначити оптимальну форму перехідного процесу за швидкістю, яка забезпечує мінімум споживаної потужності (рис. 6).

За умови дії додатково до інерційного *статичного* навантаження розв'язання задачі ускладнюється. Ста-

тичне навантаження може бути як зустрічним так і супутнім:

$$A = p_h \cdot F \pm P. \quad (23)$$

Розв'язок рівняння (14) у цьому випадку має вигляд:

$$N_H = \frac{t_{\Sigma} A_0 (A_0^2 - P^2) - \sqrt{t_{\Sigma}^2 A_0^2 (A_0^2 - P^2) - 4mLA_0^2 (A_0^2 - P^2)(2,75A_0 - 1,35P)}}{2m(2,75A_0 \pm 1,35P)}, \quad (24)$$

де знак «+» відповідає супутньому навантаженню, а знак «-» – зустрічному; $A_0 = p_h \cdot F$.

Вираз для визначення $A_{\text{опт}}^*$ можна отримати в результаті розв'язування рівняння

$$\frac{dN_H}{dA_0} = 0,$$

де N_H відповідає виразу (24). Однак, такий метод розв'язання пов'язаний з певними труднощами. Для інженерних розрахунків можна скористатися графіками, отриманими у ВНДІ Гідроприводі на основі розрахунків на ЕОМ [4] (рис. 7). Тут суцільна лінія відповідає зустрічному навантаженню, пунктирна – супутньому. На графіку (рис. 7) криві 1 і 1' відповідають безрозмірним значенням $N_{\min} / (N_{\min})_0$ відповідно при зустрічному та супутньому навантаженнях, де $(N_{\min})_0$ – значення потужності при чисто інерційному навантаженні (17).

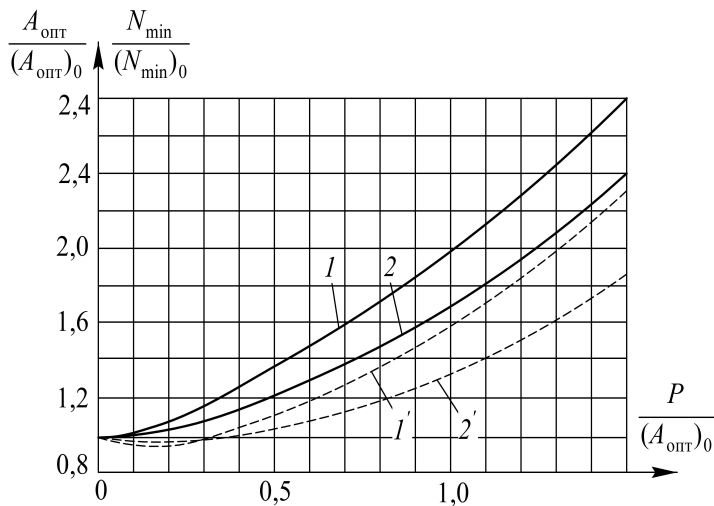


Рис. 7 – Графік для визначення безрозмірних значень зусилля та потужності при врахуванні статичного навантаження.

Перспективи подальших досліджень. Визначення параметрів ЕГСП при вирішенні конкретної технологічної задачі часто пов'язане з виконанням протилежних вимог, зокрема вимоги високої точності позиціонування і високої швидкодії з великим запасом стійкості, що є взаємно виключними. Для забезпечення заданої швидкодії, заданої форми перехідного процесу і точності позиціонування робочого органа в умовах позиційного керування існують обмежені можливості, пов'язані з вибором коефіцієнта підсилення електронного підсилювача, а також структури і параметрів корегуючої ланки.

В подальшому планується визначити зв'язок необхідної точності позиціонування і заданого характеру перехідного процесу з параметрами бажаних логарифмічних амплітудно-частотних і фазо-частотних характеристик.

Висновки. Викладена методика вибору параметрів ЕГСП дозволяє мінімізувати споживану потужність привода за рахунок вибору мінімального необхідного типорозміру циліндра і оптимальної величини тиску налаштування напірного клапана. Вибір раціональної форми перехідного процесу також є основою для наступного етапу динамічного синтезу ЕГСП – вибору оптимального значення коефіцієнта підсилення електронного підсилювача, а також структури і параметрів корегуючої ланки.

Список літератури

1. Крейнин Г. В. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов и манипуляторов. – М. : Машиностроение, 1993. – 300 с.
2. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении. Методические рекомендации. – Ч. 1, 2. – М. : НИИМАШ, 1980. – 434 с.
3. Леценко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.
4. Проектирование гидроприводов и систем управления промышленных роботов. Методические рекомендации. – М. : НИИМАШ, 1975. – 63 с.

References (transliterated)

1. Kreynin G. V. *Gidravlicheskiye i pnevmaticheskiye privody promyshlennykh robotov i manipulyatorov* [Hydraulic and pneumatic drives of industrial robots and manipulators]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1993. 300 p.
2. *Gidroprivod i gidrooborudovaniye v stankostroyenii. Metodicheskiye rekomendatsii. Ch. 1, 2* [Hydraulic drive and hydraulic equipment in machine tool industry. Guidelines. Part 1, 2]. Moscow, NIIMASH Publ., 1980. 434 p.
3. Leshchenko V. A. *Gidravlicheskiye sledyashchiye privody stankov s programmnyim upravleniyem* [Programmable Hydraulic Followers]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1975. 288 p.
4. *Proyektirovaniye gidroprivodov i sistem upravleniya promyshlennykh robotov. Metodicheskiye rekomendatsii* [Design of hydraulic drives and control systems for industrial robots. Guidelines]. Moscow, NIIMASH Publ., 1975. 63 p.

Надійшла (received) 26.01.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Крутіков Геннадій Анатолійович (Крутиков Геннадий Анатольевич, Krutikov Gennadiy Anatolievich) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 512-63-35; e-mail: gkrutikov@gmail.com.

Стрижак Мар'яна Георгіївна (Стрижак Марьяна Георгиевна, Stryzhak Mariana Georgievna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (063) 471-38-21; e-mail: vladislavtish@gmail.com.